

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2002-21956

(P2002-21956A)

(43)公開日 平成14年1月23日 (2002.1.23)

(51)Int.Cl.⁷

識別記号

F I

テマコト⁸(参考)

F 16 H 9/18
F 16 G 5/00
5/16
F 16 H 55/58

F 16 H 9/18
F 16 G 5/00
5/16
F 16 H 55/58

Z 3 J 0 3 1
F 3 J 0 5 0
G

審査請求 未請求 請求項の数2 OL (全5頁)

(21)出願番号

特願2000-200008(P2000-200008)

(71)出願人 330009896

愛知機械工業株式会社

名古屋市熱田区川並町2番12号

(22)出願日 平成12年6月30日 (2000.6.30)

(72)発明者 郡瀬 孝彦

名古屋市熱田区川並町2番12号 愛知機械
工業株式会社内

(72)発明者 相原 英彦

名古屋市熱田区川並町2番12号 愛知機械
工業株式会社内

(74)代理人 100086520

弁理士 清水 義久

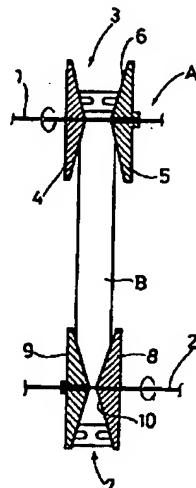
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 ベルト駆動システム

(57)【要約】

【目的】 高負荷伝動用のCVTに使用されるベルト駆動システムにおいて、ベルト走行時の騒音レベルの低減を図るとともに、長時間使用した場合でもベルトのスリップを生じず、十分な動力伝達を確保できる。

【構成】 駆動ブーリ3または従動ブーリ7のうち、少なくとも何れか一方のブーリのベルト溝面6, 10の面粗度Raを、円周方向はRa0.25以下になるよう設定し、半径方向はRa0.35以上になるよう設定する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 多数のブロックが張力帯に対しベルト長手方向に係止固定されてなる高負荷伝動用ブロックベルトを、駆動ブーリ及び従動ブーリの各ベルト溝面に当接状に巻きかけてなるベルト駆動システムにおいて、上記ブロックベルトのブロックのベルト溝面に対する当接面は樹脂材で構成され、上記ブーリのうち、少なくとも一方のブーリのベルト溝面の面粗度を、円周方向の面粗度がRa0.25以下になるように設定し、半径方向の面粗度がRa0.35以上になるように設定したことを特徴とするベルト駆動システム。

【請求項2】 多数のブロックが張力帯に対しベルト長手方向に係止固定されてなる高負荷伝動用ブロックベルトを、駆動ブーリ及び従動ブーリの各ベルト溝面に当接状に巻きかけてなるベルト駆動システムにおいて、上記ブロックベルトのブロックのベルト溝面に対する当接面は樹脂材で構成され、上記ブーリのうち、少なくとも一方のブーリのベルト溝面に、円周方向に微少な溝を形成したことを特徴とするベルト駆動システム。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】この発明は、一对のブーリ間に高負荷伝動用のブロックベルトを掛け渡してなるベルト駆動システムに関するものである。

【0002】

【従来の技術及びその課題】従来より、CVTと呼ばれる自動車等用の無段変速機に使用されるベルトは、極めて高いトルクの伝動能力を必要とするため、各種の高負荷ベルトが知られている（例えば特開昭55-27595号、特開昭56-76745号、特開昭59-77147号の各公報参照）。また、エンドレスの一对の張力帯と、多数のブロックとで構成され、ブロックを張力帯に対しベルト長手方向に係止固定してなるブロックベルトと呼ばれる高負荷伝動用ベルトについても提案がなされている（特開昭60-49151号、特開昭61-206847号、特開昭62-54348号の各公報参照）。

【0003】この種のブロックベルトにおいては、伝動可能な負荷に関連するブーリ推力を各ブロックで受ける構造であり、各ブロック左右両側の当接部とブーリのベルト溝面との間の動摩擦係数（以下、単に摩擦係数μといふ）は、摩擦伝動能力を高める観点から、通常0.3以上の値に設定されている。すなわち、自動車用のCVTシステムでは、エンジンルーム内に配置される関係からコンパクト化及び軽量化が要求されるが、同じ変速比を得るためにベルトの軸方向の移動量が小さく、従ってシステム全体の軸方向に沿った大きさが小さくて済むことから、ブーリの楔角は小さく設定され、望ましくは30°以下とされている。そして、一般的に、上記摩擦係数μには、この楔角により決まる最適範囲があるが、こ

れまでのCVTシステムでは、高馬力のトルク伝動を優先する観点から、摩擦係数μが0.3以上の領域で使用しているのが現状である。

【0004】しかし、このように摩擦係数μを高く設定すると、ベルト走行時の騒音レベルが高くなるとともに、ブーリからのベルトの抜け性が悪くなり、ブロックに異常な力が発生してその早期破壊や張力帯の切断等を招くという不具合がある。そのため、ブーリとベルトとの間の摩擦係数μを、伝動能力からと騒音レベルからの10. 中間点に設定するため、騒音レベルが十分低い点に摩擦係数μを設定できないという問題点がある。

【0005】

【課題を解決するための手段】本発明は上記従来の問題点に鑑み発出したものであって、請求項1の発明では、多数のブロックが張力帯に対しベルト長手方向に係止固定されてなる高負荷伝動用ブロックベルトを、駆動ブーリ及び従動ブーリの各ベルト溝面に当接状に巻きかけてなるベルト駆動システムにおいて、上記ブロックベルトのブロックのベルト溝面に対する当接面は樹脂材で構成され、上記ブーリのうち、少なくとも一方のブーリのベルト溝面の面粗度を、円周方向の面粗度がRa0.25以下になるように設定し、半径方向の面粗度がRa0.35以上になるように設定した構成としている。

【0006】請求項2の発明では、多数のブロックが張力帯に対しベルト長手方向に係止固定されてなる高負荷伝動用ブロックベルトを、駆動ブーリ及び従動ブーリの各ベルト溝面に当接状に巻きかけてなるベルト駆動システムにおいて、上記ブロックベルトのブロックのベルト溝面に対する当接面は樹脂材で構成され、上記ブーリのうち、少なくとも一方のブーリのベルト溝面に、円周方向に微少な溝を形成した構成としている。

【0007】

【実施例】以下、本発明の実施例を図面に基づいて説明する。図1は、この発明の一実施例に係る高負荷伝動用のベルト駆動システムAを模式的に示し、このベルト駆動システムは例えば自動車の変速機（CVT）として使用される。1、2はそれぞれ互いに並行に配置支持された駆動軸及び従動軸であって、上記駆動軸1には可変ブーリからなる駆動ブーリ3が、また従動軸2には同様の40. 従動ブーリ7がそれぞれ設けられている。上記駆動ブーリ3は、駆動軸1に回転一体にかつ摺動不能に固定されたフランジ状の固定シープ4と、該固定シープ4に対向するように駆動軸1に摺動可能にかつ回転一体にスライド等により結合されたフランジ状の可動シープ5とかなり、これら両シープ4、5間に所定の楔角（例えば26°）を有する断面V字状のベルト溝面6が形成されている。

【0008】一方、従動ブーリ7は、上記駆動ブーリ3と同様の構成であり、従動軸2に回転一体にかつ摺動不能に固定された固定シープ8と、該固定シープ8に、上

記駆動ブーリ3における固定シープ4に対する可動シープ5の対向方向と逆方向でもって対向するように従動軸2に摺動可能にかつ回転一体に結合された可動シープ9とかなり、これらの両シープ8、9間には、上記駆動ブーリ3と同じ楔角を有するベルト溝面10が形成されている。

【0009】そして、上記駆動ブーリ3及び従動ブーリ7のベルト溝面6、10間には、図2および図3に示すようなブロックベルトBが巻き掛けられている。ブロックベルトBは、上下面にそれぞれ長手方向に並んで形成された多数の契合部を有し、かつ内部に心臓が埋設されたエンドレスの平ベルトからなる一対の張力帶11、11と、左右側面に上記張力帶11、11を嵌合する切欠状の嵌合溝と、左右側面にブーリのベルト溝面6、10に当接する当接面12b、12bとを有する多数のブロック12、12で構成されている。尚、各ブロック12の当接面12b、12bは樹脂材12aで構成されている。

【0010】図示しないモーター等からなる変速機構により駆動及び従動ブーリ3、7の各可動シープ5、9をそれぞれ固定シープ4、8に対して接離させて各ブーリ3、7のブーリ径（ベルトBに対する有効半径）を変更する。例えば駆動ブーリ3の可動シープ5を固定シープ4に接近させ、かつ従動ブーリ7の可動シープ9を固定シープ8から離隔させた時には、駆動ブーリ3のブーリ径を従動ブーリ7よりも大きくすることにより、駆動軸1の回転を従動軸2に增速して伝動することができる。一方、逆に、図示のように、駆動ブーリ3の可動シープ5を固定シープ4から離隔させ、かつ従動ブーリ7の可動シープ9を固定シープ8に接近させたときには、駆動ブーリ3のブーリ径を小にし、従動ブーリ7のブーリ径を大きくすることにより、駆動軸1の回転を減速して従動軸2に伝えることができるものである。

【0011】なお、発明者らは、ベルト溝面6、10の面粗度Raを変えたブーリを作成して、摩擦係数μを測定したところ、図4のような結果が得られ、この結果から、面粗度Raが粗くなると摩擦係数μが低くなることが判明した。

【0012】次に、発明者らは、駆動ブーリ3と従動ブーリ7とを図1に示すようなレイアウトに配置し、これらブーリ間にブロックベルトBを巻き掛けたベルト走行させ、騒音テストを行った。

【0013】騒音テストにおいて、例1では、駆動ブーリ3及び従動ブーリ7とも、ベルト溝面6、10の、半径方向の面粗度Raを3.0、円周方向の面粗度Raを0.2に設定したところ、ベルト騒音は67dBであった。また、この条件でのブロックベルトBの伝達能力は十分であった。（図5のスリップテストのa線で示す。）

【0014】次に、例2では、駆動ブーリ3及び従動ブ

ーリ7とも、ベルト溝面6、10の、半径方向の面粗度Raを1.0、円周方向の面粗度Raを0.2に設定したところ、ベルト騒音は73dBであった。また、この条件でのブロックベルトBの伝達能力は十分であった。（図5のスリップテストのa線で示す。）

【0015】また、例3では、駆動ブーリ3のベルト溝面6の半径方向の面粗度Raを1.0、従動ブーリ7のベルト溝面10の半径方向の面粗度Raを0.2とし、駆動ブーリ3及び従動ブーリ7ともベルト溝面6、10の円周方向の面粗度Raは0.4に設定したところ、ベルト騒音は75dBであった。また、この条件でのブロックベルトBの伝達能力は十分であった。（図5のスリップテストのa線で示す。）

【0016】また、例4では、駆動ブーリ3及び従動ブーリ7とも、ベルト溝面6、10の、半径方向の面粗度Raを0.2、円周方向の面粗度Raを0.2に設定したところ、ベルト騒音は80dBであった。また、この条件でのブロックベルトBの伝達能力は十分であった。（図5のスリップテストのa線で示す。）即ち例4で

20 20は、半径方向の面粗度Raと円周方向の面粗度Raを同じにした従来例の設定であり、騒音レベルが高いことがわかる。

【0017】また、例5では、駆動ブーリ3及び従動ブーリ7とも、ベルト溝面6、10の、半径方向の面粗度Raを1.0、円周方向の面粗度Raを1.0に設定したところ、ベルト騒音は73dBであった。また、この条件でのブロックベルトBの伝達能力は不十分であった。（図5のスリップテストのb線で示す。）即ち例5では、騒音レベルは低いが、スリップが発生することが確認された。

【0018】上記の結果を参考にして、伝達能力を高く維持でき、かつ騒音レベルを十分低くするため、発明者らは、駆動ブーリ3と従動ブーリ7のうち、少なくとも一方のブーリのベルト溝面6、10の面粗度Raを、円周方向はRa0.25以下となるように設定し、半径方向はRa0.35以上となるように設定した。なお、上記駆動ブーリ3と従動ブーリ7のベルト溝面6、10には、摩擦係数安定化のため、無電解Ni-Pメッキ等のコーティングを施すことが望ましい。

40 40【0019】なお、図示していないが、ブーリ3、7のうち、少なくとも一方のブーリのベルト溝面6、10に円周方向のみに微少な溝を形成しても、従来例よりもベルトの騒音を低減できることを確認した。

【0020】

【発明の効果】本発明は、多数のブロックが張力帶に対しベルト長手方向に係止固定されてなる高負荷伝動用ブロックベルトを、駆動ブーリ及び従動ブーリの各ベルト溝面に当接状に巻きかけてなるベルト駆動システムにおいて、ブロックベルトのブロックのベルト溝面に対する当接面は樹脂材で構成され、ブーリのうち、少なくとも

一方のブーリのベルト溝面の面粗度を、円周方向の面粗度が $R_a 0.25$ 以下になるように設定し、半径方向の面粗度が $R_a 0.35$ 以上になるように設定したことにより、ブーリのベルト溝面の面粗度を円周方向と半径方向で設定を変えて、ベルト走行時の騒音レベルを低くすることができ、また、スリップの発生を低減させて満足いく伝動能力を確保することができ、自動車用の無段変速機におけるベルト駆動システムにおいて有効に用いることができる効果がある。

【0021】また、多数のブロックが張力帯に対しベルト長手方向に係止固定されてなる高負荷伝動用ブロックベルトを、駆動ブーリ及び従動ブーリの各ベルト溝面に当接状に巻きかけてなるベルト駆動システムにおいて、ブロックベルトのブロックのベルト溝面に対する当接面は樹脂材で構成され、ブーリのうち、少なくとも一方のブーリのベルト溝面に、円周方向に微少な溝を形成したことにより、ベルト騒音を従来より低減できるという効

果がある。

【図面の簡単な説明】

【図1】ベルト駆動システムを模式的に示す概略図である。

【図2】ブロックベルトの斜視図である。

【図3】ブロックの断面図である。

【図4】摩擦係数とブーリの面粗度との関係を示す特性図である。

【図5】スリップテストの結果を示す特性図である。

【符号の説明】

A 無段変速システム

B ブロックベルト

3 駆動ブーリ

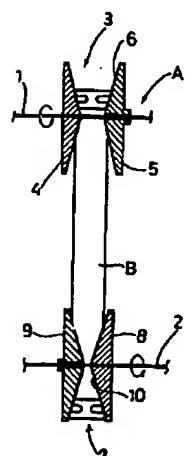
6, 10 ベルト溝面

7 従動ブーリ

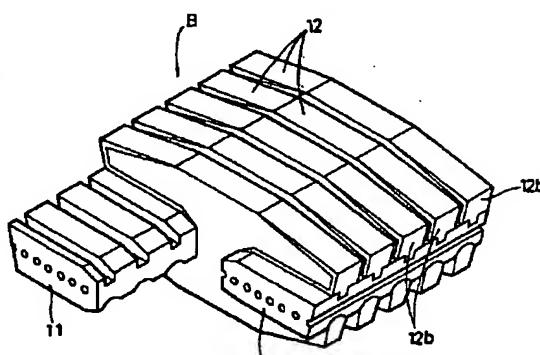
12 ブロック

12b 当接面

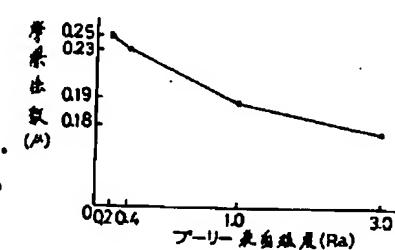
【図1】



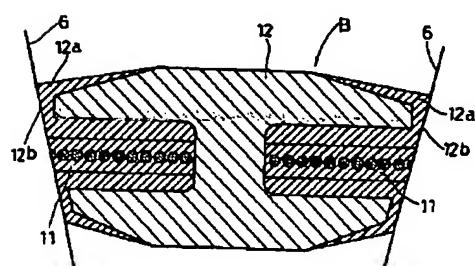
【図2】



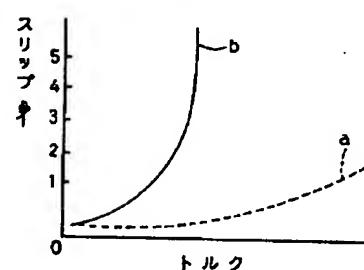
【図4】



【図3】



【図5】



フロントページの続き

(72)発明者 宮崎 隆司
名古屋市熱田区川並町2番12号 愛知機械
工業株式会社内

Fターム(参考) 3J031 AA01 AB01 AB03 BA04 BB02
BC08 CA02
3J050 AA03 BA03 CD06 CE01 DA02

PAT-NO: JP02002021956A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 2002021956 A

TITLE: BELT DRIVING SYSTEM

PUBN-DATE: January 23, 2002

INVENTOR-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
MURASE, TAKAHIKO	N/A
AIHARA, HIDEHIKO	N/A
MIYAZAKI, TAKASHI	N/A

INT-CL (IPC): F16H009/18, F16G005/00, F16G005/16, F16H055/56

ABSTRACT:

PROBLEM TO BE SOLVED: To lower the noise level during running of a belt and to secure sufficient power transmission by preventing slippage of the belt even in long time use in a belt driving system used in CVT for high load transmission.

SOLUTION: In at least one of a driving pulley 3 and a driven pulley 7, surface roughness Ra of belt grove surface 6, 10 is set to Ra 0.25 or lower in the circumferential direction, and Ra 0.35 or higher in the radial direction.

COPYRIGHT: (C)2002,JPO

----- KWIC -----

Abstract Text - FPAR (2):

SOLUTION: In at least one of a driving pulley 3 and a driven pulley 7, surface roughness Ra of belt grove surface 6, 10 is set to Ra 0.25 or lower in the circumferential direction, and Ra 0.35 or higher in the radial direction.